

## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 05-179966

(43)Date of publication of application : 20.07.1993

(51)Int.Cl.

F02B 31/02

F01L 1/26

F01L 13/00

(21)Application number : 03-347492

(71)Applicant : HONDA MOTOR CO LTD

(22)Date of filing : 27.12.1991

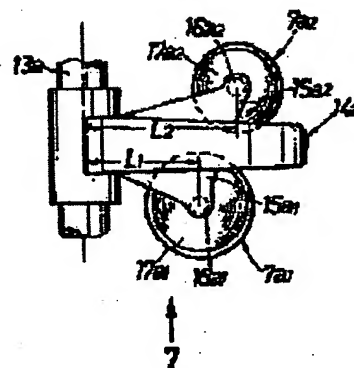
(72)Inventor : YAGI SHIZUO  
ISHIBASHI YOICHI

## (54) VALVE SYSTEM FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

## (57)Abstract:

**PURPOSE:** To independently adjust the mean effective opening areas of a plurality of valves driven by means of a rocker arm, in the valve system of an internal combustion engine in which the phase and the contact position of a can are changed so as to change the valve timing and the valve lift.

**CONSTITUTION:** The distances L1, L2 from a rocker arm axis 13a to two valve drive parts 15a1, 15a2 provided on a rocker arm 14a are let differ from each other so as to let differ valve lift of two intake valves 7a1, 7a2 from each other, the diameter of the valve head part 17a1 of the intake valve 7a1 on the smaller valve lift side is formed small, and the diameter of the valve head part 17a2 of the intake valve 7a2 the larger valve lift side is formed large. Hereby, while keeping the mean effective opening areas of both intake valves 7a1, 7a2 to be equal to each other in the high speed running territory, the mean effective opening areas in the low speed running territory are allowed to let differ from each other so as to generate swirl in the mixture sucked into a cylinder, and hence combustion efficiency can be improved.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平5-179966

(43) 公開日 平成5年(1993)7月20日

(51) Int. Cl. <sup>6</sup>	識別記号	庁内整理番号	F I	技術表示箇所
F02B 31/02		C 7367-3G		
F01L 1/26		D 6965-3G		
		Z 6965-3G		
13/00	301	J 7114-3G		

審査請求 未請求 請求項の数3 (全10頁)

(21) 出願番号 特願平3-347492  
(22) 出願日 平成3年(1991)12月27日

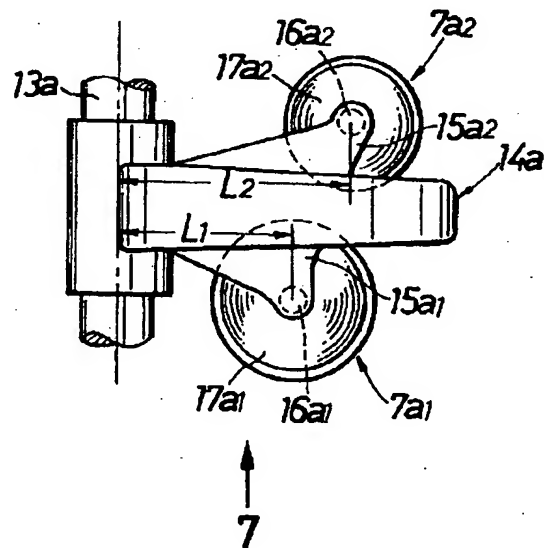
(71) 出願人 000005326  
本田技研工業株式会社  
東京都港区南青山二丁目1番1号  
(72) 発明者 八木 静夫  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
社本田技術研究所内  
(72) 発明者 石橋 羊一  
埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
社本田技術研究所内  
(74) 代理人 弁理士 落合 健 (外1名)

(54) 【発明の名称】 内燃機関の弁駆動装置

(57) 【要約】

【目的】 ロックアームに当接するカムの位相と当接位置を変化させてバルブタイミングとバルブリフトを変化させる内燃機関の弁駆動装置において、前記ロックアームで駆動される複数の弁の平均有効開口面積を独立に調整可能とする。

【構成】 ロックアーム14aに設けた2個の弁駆動部15a<sub>1</sub>、15a<sub>2</sub>のロックアーム軸13aからの距離L<sub>1</sub>、L<sub>2</sub>を異ならせ、2個の吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>のバルブリフトに差を持たせるとともに、バルブリフトが小さい側の吸気弁7a<sub>1</sub>の傘部17a<sub>1</sub>の直径を小さく、バルブリフトが大きい側の吸気弁7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>2</sub>の直径を大きくする。これにより、高速運転域での両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の平均有効開口面積を等しく保ちながら、低速運転域での前記平均有効開口面積に差を持たせ、シリンダに吸入される混合気にスワールを発生させて燃焼効率を向上させることができる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 揺動中心(O)回りに揺動駆動されるカムシャフト支持部材(23)にカム(42a, 42b)およびカムギヤ(41a, 41b)を有するカムシャフト(28a, 28b)を支持するとともに、前記揺動中心(O)回りに回転自在に支持されてクランクシャフト(33)により回転駆動されるアイドルギヤ(31)に前記カムギヤ(41a, 41b)を連動連結し、前記カムシャフト支持部材(23)を揺動させて前記カム(42a, 42b)がロッカアーム(14a, 14b)に当接する位置および位相を変化させることにより、前記ロッカアーム(14a, 14b)で駆動される吸気弁および排気弁(7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>; 7b<sub>1</sub>, 7b<sub>2</sub>)のバルブリフトとバルブタイミングを可変とした内燃機関の弁駆動装置において、

前記ロッカアーム(14a)に複数の吸気弁(7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>)の軸部(16a<sub>1</sub>, 16a<sub>2</sub>)先端に当接可能な複数の弁駆動部(15a<sub>1</sub>, 15a<sub>2</sub>)を設け、その弁駆動部(15a<sub>1</sub>, 15a<sub>2</sub>)と前記ロッカアーム(14a)の支点との間の距離を前記複数の吸気弁(7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>)毎に異ならせたことを特徴とする、内燃機関の弁駆動装置。

【請求項2】 前記複数の弁(7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>)の傘部(17a<sub>1</sub>, 17a<sub>2</sub>)の直径を互いに異ならせたことを特徴とする、請求項1記載の内燃機関の弁駆動装置。

【請求項3】 前記複数の弁(7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>)の軸部(16a<sub>1</sub>, 16a<sub>2</sub>)の角度を互いに異ならせたことを特徴とする、請求項1記載の内燃機関の弁駆動装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、揺動中心回りに揺動駆動されるカムシャフト支持部材にカムおよびカムギヤを有するカムシャフトを支持するとともに、前記揺動中心回りに回転自在に支持されてクランクシャフトにより回転駆動されるアイドルギヤに前記カムギヤを連動連結し、前記カムシャフト支持部材を揺動させて前記カムがロッカアームに当接する位置および位相を変化させることにより、前記ロッカアームで駆動される弁のバルブリフトとバルブタイミングを可変とした内燃機関の弁駆動装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】かかる内燃機関の弁駆動装置は本出願人により既に提案されており、特開平3-130510号公報により公知である。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】ところで上記従来の弁駆動装置は、各ロッカアームがそれに設けた2個の弁駆動部によって各2個の吸気弁あるいは排気弁を駆動するものであり、2個の弁駆動部のロッカアーム軸からの距離は互いに等しく設定されている。したがって、2個の

吸気弁のバルブリフトおよびバルブタイミングは互いに等しくなり、2個の吸気ポートから吸入される混合気の吸入量および吸入タイミングは同一となる。その結果、特に内燃機関の吸気速度が遅くなる低負荷時および低速運転時にシリンダ内に吸入される混合気要充分なスワールを発生させることができず、燃焼の悪化を招くことがあった。

【0004】本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、弁平均有効開口面積を弁毎に変化させてシリンダ内に吸入される混合気要充分なスワールを起こさせることが可能な内燃機関の弁駆動装置を提供することを目的とする。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】前記目的を達成するために、本発明は、揺動中心回りに揺動駆動されるカムシャフト支持部材にカムおよびカムギヤを有するカムシャフトを支持するとともに、前記揺動中心回りに回転自在に支持されてクランクシャフトにより回転駆動されるアイドルギヤに前記カムギヤを連動連結し、前記カムシャフト支持部材を揺動させて前記カムがロッカアームに当接する位置および位相を変化させることにより、前記ロッカアームで駆動される吸気弁および排気弁のバルブリフトとバルブタイミングを可変とした内燃機関の弁駆動装置において、前記ロッカアームに複数の吸気弁の軸部先端に当接可能な複数の弁駆動部を設け、その弁駆動部と前記ロッカアームの支点との間の距離を前記複数の吸気弁毎に異ならせたことを第1の特徴とする。

【0006】また本発明は前述の第1の特徴に加えて、前記複数の弁の傘部の直径を互いに異ならせたことを第2の特徴とする。

【0007】また本発明は前述の第1の特徴に加えて、前記複数の弁の軸部の角度を互いに異ならせたことを第3の特徴とする。

## 【0008】

【実施例】以下、図面に基づいて本発明の実施例を説明する。

【0009】図1～図10は本発明の第1実施例を示すもので、図1は内燃機関のシリンダヘッド部分の縦断面図(図2の1-1線断面図)、図2は図1の2-2線断面図、図3は図1の3-3線断面図、図4は図1の4-4線断面図、図5は図1の5-5線断面図、図6は図3の6-6線拡大矢視図、図7は図6の7方向矢視図、図8は作用の説明図、図9はバルブリフトとバルブタイミングを示すグラフ、図10は吸気弁の特性を示すグラフである。

【0010】図1～図3に示すように、ダブルオーバーヘッドカムシャフト型の4サイクル内燃機関Eは、ピストン1が摺動自在に嵌合するシリンダブロック2の上部に接合されるシリンダヘッド3と、そのシリンダヘッド3の上部に接合されるヘッドカバー4とを備える。

【0011】シリンダヘッド3にはピストン1の頂面に  
対向するように燃焼室5が形成され、この燃焼室5に開  
口する一対の吸気ポート6aと一対の排気ポート6bに  
は、各々2個の吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>と2個の排気弁7  
b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>が装着される。吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>と排  
気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>は、その軸部を弁ガイド8a、8b  
に摺動自在に支持されるとともに、その傘部を弁座9  
a、9bに着座させるべく、上下のリテーナ10a、1  
0b; 11a、11b間に縮設した弁ばね12a、12  
bで上方に付勢される。そして、前記両弁7a<sub>1</sub>、7a  
; 7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の軸部上端が、シリンダヘッド3に  
ロッカアーム軸13a、13bを介して揺動自在に枢支  
される吸気側ロッカアーム14aと排気側ロッカアーム  
14bに当接して駆動される。

【0012】図4を併せて参照すると明らかなように、  
概略三角形形状に形成された一対の側板20、21の上端  
間をカムホルダー22で相互に接続して成るカムシャ  
フト支持部材23の下端が、シリンダヘッド3にボルト2  
4、25で固定したボス部材26、27に揺動自在に支  
持される。カムシャフト支持部材23の一対の側板2  
0、21間には吸気側カムシャフト28aと排気側カム  
シャフト28bが回転自在に架設される。

【0013】前記一方のボス部材27の外側に同軸に設  
けたボス部材29にはボールベアリング30を介してア  
イドラギヤ31が支持され、そのアイドラギヤ31に一  
体に設けられた従動スプロケット32とクランクシャ  
フト33に設けた駆動スプロケット34とがチェン35を  
介して接続される。一方の側板21の中央部には、リダ  
クションギヤ軸36が押さえ部材37により着脱自在に  
支持され、そのリダクションギヤ軸36の外周に、一体  
に回転する第1リダクションギヤ38と第2リダクシ  
ョンギヤ39がボールベアリング40を介して支持され  
る。そして、第1リダクションギヤ38は前記アイドラ  
ギヤ31に噛合するとともに、第2リダクションギヤ3  
9は前記吸気側カムシャフト28aに設けた吸気側カム  
ギヤ41aと、排気側カムシャフト28bに設けた排気  
側カムギヤ41bとに同時に噛合する。前記リダクシ  
ョンギヤ軸36および両リダクションギヤ38、39は、  
カムシャフト支持部材23をシリンダヘッド3の内部に  
装着した後、該シリンダヘッド3の上部開口を通して取  
り付けられる。

【0014】第1リダクションギヤ38は第2リダクシ  
ョンギヤ39よりも大径に形成されており、アイドラギ  
ヤ31の回転は増速されて第1リダクションギヤ38に  
伝達され、また第2リダクションギヤ39の回転は減速  
されて両カムギヤ41a、41bに伝達される。そし  
て、最終的に両カムギヤ41a、41bはクランクシャ  
フト33の回転数の2分の1の回転数で駆動される。

【0015】吸気側カムシャフト28aに設けた吸気側  
カム42aは前記吸気側ロッカアーム14aに当接し、

また排気側カムシャフト28bに設けた排気側カム42  
bは前記排気側ロッカアーム14bに当接することによ  
り、前記吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>と排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>  
が開閉駆動される。このとき、両ロッカアーム14a、  
14bのスリップ面は、カムシャフト支持部材23の揺  
動中心Oすなわちアイドラギヤ31の回転中心を中心と  
する円弧面を成すように形成される。

【0016】図1から明らかなように、一方の側板21  
はその上部が内燃機関Eの中心線側に向かって傾斜して  
おり、その傾斜した側板21の外側に形成される空間に  
前記リダクションギヤ軸36および両リダクションギヤ  
38、39が配設される。これにより、駆動スプロケッ  
ト34と従動スプロケット32を接続するチェン35の  
上部延長線上に前記リダクションギヤ軸36および両リ  
ダクションギヤ38、39を配設することが可能とな  
り、シリンダヘッド3の内部空間を有効利用して内燃機  
関Eの軸方向寸法の増大を回避することができる。

【0017】図1および図4から明らかなように、前記  
側板21を支持するボス部材27には図示せぬオイルポ  
ンプに接続する油路27<sub>1</sub>が形成され、その油路27<sub>1</sub>  
は側板21の内部を貫通する油路21<sub>1</sub>からオリフィス  
43を介してリダクションギヤ軸36の内部に形成した  
油路36<sub>1</sub>に接続する。リダクションギヤ軸36の油路  
36<sub>1</sub>から外部に供給されたオイルは、第1リダクシ  
ョンギヤ38および第2リダクションギヤ39と、それら  
に噛合するアイドラギヤ31および両カムギヤ41a、  
41bを潤滑する。また、ボス部材27の油路27<sub>1</sub>に  
供給されたオイルは、側板21に形成した他の一対の油  
路21<sub>2</sub>を介して吸気側カムシャフト28aおよび排気  
側カムシャフト28bを潤滑する。

【0018】図1および図5から明らかなように、カム  
シャフト支持部材23を揺動中心O回りに揺動させる揺  
動駆動機構Dは、カムシャフト支持部材23の他方の側  
板20の外側に固着されたセクタギヤ44を備える。シ  
リンダブロック2の内部には前記セクタギヤ44に噛合  
するウォームギヤ45を有するウォームギヤ軸46が、  
一対のボールベアリング47を介して支持される。ウォ  
ームギヤ軸46の端部に設けた出力ギヤ48は、ギヤボ  
ックス49の内部に一対のボールベアリング50で支持  
した中間軸51の第2中間ギヤ52に噛合し、その第2  
中間ギヤ52と一体に回転する第1中間ギヤ53は、前  
記ギヤボックス49の外部に設けたサーボモータ54の  
ピニオン55に噛合する。

【0019】而して、サーボモータ54を駆動すると、  
そのピニオン55の回転は第1中間ギヤ53、第2中間  
ギヤ52、出力ギヤ48、およびウォームギヤ45を介  
して前記セクタギヤ44に伝達され、吸気弁7a<sub>1</sub>、7  
a<sub>2</sub>および排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>のバルブタイミングお  
よびバルブリフトを変更すべくカムシャフト支持部材2  
3が揺動中心O回りに揺動する。

【0020】次に、図6および図7に基づいて吸気側ロッカアーム14aと吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>を詳細に説明する。吸気側ロッカアーム14aの左右両側には、2個の吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の軸部16a<sub>1</sub>、16a<sub>2</sub>：先端にそれぞれ当接可能な一対の弁駆動部15a<sub>1</sub>、15a<sub>2</sub>が一体に形成される。一方の吸気弁7a<sub>1</sub>を駆動する弁駆動部15a<sub>1</sub>は吸気側ロッカアーム14aの支点すなわち吸気側ロッカアーム軸13aの中心から距離L<sub>1</sub>の位置に設けられ、他方の吸気弁7a<sub>2</sub>を駆動する弁駆動部15a<sub>2</sub>は吸気側ロッカアーム軸13aの中心から距離L<sub>2</sub>の位置に設けられる。距離L<sub>1</sub>は距離L<sub>2</sub>よりも大きく設定されているため、吸気側ロッカアーム14aが所定角度揺動した時に、吸気側ロッカアーム軸13aに近い側の吸気弁7a<sub>1</sub>のバルブリフトは、吸気側ロッカアーム軸13aから遠い側の吸気弁7a<sub>2</sub>のバルブリフトよりも小さくなる。

【0021】また、吸気側ロッカアーム軸13aに近い側の吸気弁7a<sub>1</sub>の傘部17a<sub>1</sub>の直径D<sub>1</sub>は、吸気側ロッカアーム軸13aから遠い側の吸気弁7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>2</sub>の直径D<sub>2</sub>よりも大きく形成される。すなわち、バルブリフトが小さい方の吸気弁7a<sub>1</sub>の傘部17a<sub>1</sub>の直径D<sub>1</sub>は大きく、バルブリフトが大きい方の吸気弁7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>2</sub>の直径D<sub>2</sub>は小さく形成され、前記距離L<sub>1</sub>、L<sub>2</sub>と直径D<sub>1</sub>、D<sub>2</sub>の関係は、 $(L_1/L_2) = (D_1/D_2)$ を満たすように設定される。

【0022】尚、本実施例では、排気側ロッカアーム14bに形成される一対の弁駆動部は排気側ロッカアーム軸13bから等しい位置に設けられるとともに、一対の排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の傘部の直径も同一に形成される。

【0023】次に、前述の構成を備えた本発明の実施例の作用について説明する。

【0024】クランクシャフト33に駆動スプロケット34、チェン35、および従動スプロケット32を介して接続されたアイドラギヤ31の回転は、カムシャフト支持部材23に支持したリダクションギヤ軸36の第1リダクションギヤ38および第2リダクションギヤ39を介して一対のカムギヤ41a、41bに伝達される。カムギヤ41a、41bにより駆動される一対のカムシャフト28a、28bはクランクシャフトの2分の1の回転数で回転し、このカムシャフト28a、28bに設けた吸気側カム42aおよび排気側カム42bに当接するロッカアーム14a、14bはロッカアーム軸13a、13b回りに揺動し、前記ロッカアーム14a、14bに押圧された吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>および排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>はクランクシャフト33の2回転につき1回ずつ開弁する。このとき、吸気側カム42aと排気側カム42bはいずれも図3において反時計方向に回転するが、排気側カム42bの位相は吸気側カム42aの位

相よりも約90°進んでおり、これにより先ず排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の開弁期間が生じ、それに続いて吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の開弁期間が生じる。そして、排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の開弁期間と吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の開弁期間は僅かに重複し、そこに排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>と吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>のバルブオーバーラップ期間が形成される。

【0025】さて図8(A)に示すように、内燃機関Eが低速回転域にあるときカムシャフト支持部材23は時計方向に揺動した状態にあり、両カム42a、42bはロッカアーム14a、14bの先端側(図中右側)に接触している。この状態では、両ロッカアーム軸13a、13bから前記カム42a、42bとロッカアーム14a、14bの接触点までの距離が大きくなるため、該ロッカアーム14a、14bの揺動角が減少し、図9に示すように吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>と排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>のバルブリフトは共に小さくなる。

【0026】内燃機関Eの回転数の増加を図示せぬセンサが検出すると、サーボモータ54で駆動されるウォームギヤ45に噛合するセクタギヤ44により、カムシャフト支持部材23が揺動中心Oを中心に図8(B)の位置へ反時計方向に揺動する。すると、カムシャフト支持部材23に架設した吸気側カムシャフト28aと排気側カムシャフト28bが一体に揺動して両カム42a、42bとロッカアーム14a、14bの接触点がロッカアーム軸13a、13b側に移動するため、該ロッカアーム14a、14bの揺動角が増加して吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>と排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>のバルブリフトは共に増加し、更にバルブオーバーラップの時間面積も低速回転域に比べて増加する。同時に、前記カムシャフト支持部材23の反時計方向への揺動により、アイドラギヤ31に第1リダクションギヤ38および第2リダクションギヤ39を介して噛合する吸気側カムギヤ41aと排気側カムギヤ41bが時計方向、すなわち両カムシャフト28a、28bの駆動方向と逆方向に僅かに回転するため、吸気側カム42aと排気側カム42bの位相角が遅れ側に移動し、閉弁タイミングが遅れが生じる(図9参照)。

【0027】このようにして、低速回転域においてバルブリフトが減少して排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の開弁速度が低下するため、排気ガスのプロードダウンが緩慢になって排気騒音の低減が可能になるとともに、カム42a、42bとロッカアーム14a、14bの接触部の面圧が減少してその潤滑を容易に行うことができる。また、低速回転域でのバルブオーバーラップの時間面積を小さくすることができるため、吸気ポート6aから排気ポート6bに吹き抜ける通過新気が減少して排気ガス中の有害成分が減少するだけでなく、排気圧力波の吸気系への回り込みが減少して騒音が防止される。

【0028】一方、高速運転域において吸気弁7a<sub>1</sub>、

7 a<sub>1</sub> の開弁タイミングを低速回転時に比べて遅らせることができるので、吸気慣性効果が発揮される同調回転域が拡大してフラットなトルク特性と高出力を得ることができる。

【0029】上述のように、カムシャフト支持部材23の揺動に伴ってバルブリフトとバルブタイミングを変化させる際に、吸気側カムギヤ41aと排気側カムギヤ41bは一对のリダクションギヤ38、39を介してアイドラギヤ31に噛合するため、そのリダクションギヤ38、39の歯数を適宜設定することによりバルブリフトとバルブタイミングを広範囲に制御することができる。しかも、リダクションギヤ38、39を介在させることによりカムギヤ41a、41bの直径を縮小しても所望の減速比を得ることができるので、カムシャフト支持部材23の慣性マスを減少させてサーボモータ54の負荷を軽減することができる。

【0030】さて、もしも両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>1</sub>、17a<sub>2</sub>の直径が同一であると仮定すると、図10(A)に示すように吸気側ロッカアーム軸13aからの距離L<sub>1</sub>が大きい吸気弁7a<sub>2</sub>の最大バルブリフトは吸気側ロッカアーム軸13aからの距離L<sub>1</sub>が小さい吸気弁7a<sub>1</sub>の最大バルブリフトよりも大きくなり、その差は図中左側的高速運転域において顕著なものとなる。ところが、実際にはバルブリフトが大きい吸気弁7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>2</sub>の直径D<sub>2</sub>を小さく、かつバルブリフトが小さい吸気弁7a<sub>1</sub>の傘部17a<sub>1</sub>の直径D<sub>1</sub>を大きく形成しているため、図10(B)に示すように両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積を示す曲線は、図10(A)の曲線を縦軸方向に所定距離だけ平行移動したものになる。

【0031】すなわち、図10(B)の左側的高速運転域では両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積が略一致するとともに、図中右側の中速運転域から低速運転域にかけての最大バルブリフトの小さい領域では、バルブリフトよりも傘部17a<sub>1</sub>、17a<sub>2</sub>の直径D<sub>1</sub>、D<sub>2</sub>が弁平均有効開口面積に大きく影響を及ぼすため、吸気弁7a<sub>1</sub>の弁平均有効開口面積が吸気弁7a<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積を上回り、その差は低速運転域において最大になる。その結果、特に低速運転域において両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の吸気量、したがって吸気速度がアンバランスになるため、シリンダ内にスワールが発生して混合気の燃焼効率が向上する。また、混合気の吸入速度が十分に大きくてスワールを発生させる必要がない高速運転域では、両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積を共に最大とし、吸気抵抗の減少による出力向上と燃費の低減を図ることができる。

【0032】図11および図12は本発明の第2実施例を示すもので、この実施例は吸気側ロッカアーム軸13aから遠い側にある吸気弁7a<sub>2</sub>の軸部16a<sub>2</sub>の角度を傾斜させ、両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>1</sub>、

17a<sub>2</sub>の位置を前記吸気側ロッカアーム軸13aの軸方向に整列させた点に特徴がある。このように両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の軸部16a<sub>1</sub>、16a<sub>2</sub>の角度を互いに異ならせることにより、吸気側ロッカアーム14aの2個の弁駆動部15a<sub>1</sub>、15a<sub>2</sub>の位置を異ならせたにも拘わらず両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の傘部17a<sub>1</sub>、17a<sub>2</sub>の位置を接近させ、燃焼室5に対するレイアウトの自由度を増加させることができる。

【0033】以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は前記実施例に限定されるものではなく、種々の小設計変更を行うことが可能である。

【0034】例えば、実施例では両吸気弁7a<sub>1</sub>、7a<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積を異ならせることによりスワールを発生させて混合気の燃焼効率の向上を図っているが、両排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>の弁平均有効開口面積を異ならせることにより、それぞれの排気弁7b<sub>1</sub>、7b<sub>2</sub>からの排気ガスの排出タイミングと排出量に異ならせて排気騒音を低減することが可能である。また、1個のロッカアームに3個以上の弁駆動部を設け、それら弁駆動部のロッカアーム支点からの距離を異ならせることも可能である。

【0035】

【発明の効果】以上のように本発明の第1の特徴によれば、ロッカアームに複数の弁の軸部先端に当接可能な複数の弁駆動部を設け、その弁駆動部と前記ロッカアームの支点との間の距離を異ならせることにより各弁の平均有効開口面積を変化させているので、複数の吸気弁からの混合気の吸入量を異ならせてシリンダ内に十分なスワールを発生させ、混合気の燃焼効率を向上させることが可能である。

【0036】また本発明の第2の特徴によれば、複数の弁の傘部の直径を互いに異ならせたことにより、各弁の平均有効開口面積を一層きめ細かく且つ容易に調整することが可能となる。

【0037】また本発明の第3の特徴によれば、複数の弁の軸部の角度を互いに異ならせたことにより、各弁の傘部に位置を接近させて燃焼室に対するレイアウトの自由度を増加させることが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】内燃機関のシリンダヘッド部分の縦断面図(図2の1-1線断面図)

【図2】図1の2-2線断面図

【図3】図1の3-3線断面図

【図4】図1の4-4線断面図

【図5】図1の5-5線矢視図

【図6】図3の6-6線拡大矢視図

【図7】図6の7方向矢視図

【図8】作用の説明図

【図9】バルブリフトとバルブタイミングを示すグラフ

【図10】吸気弁の特性を示すグラフ

【図11】本発明の第2実施例に係る、前記図6に対応する図

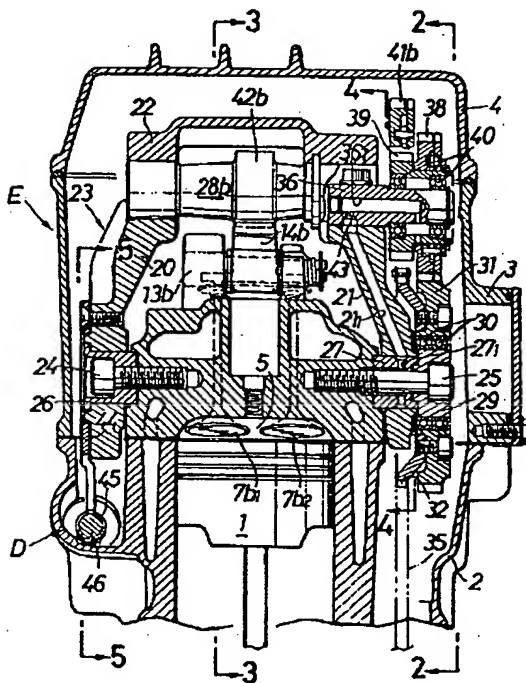
【図12】本発明の第2実施例に係る、前記図7に対応する図

【符号の説明】

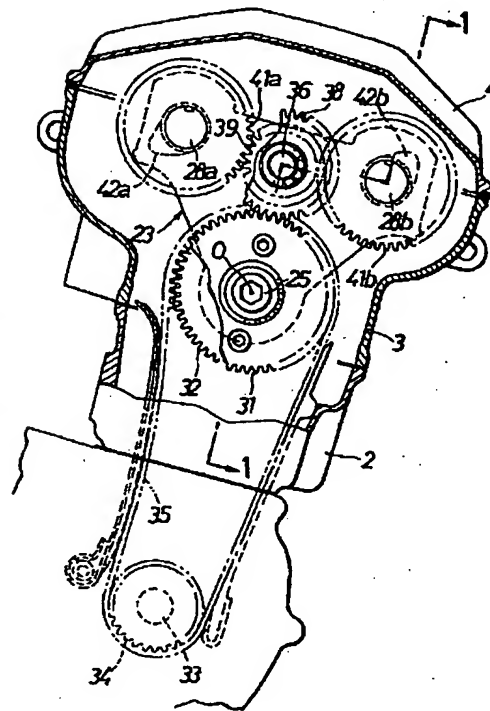
7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>: 吸気弁 (弁)  
 7b<sub>1</sub>, 7b<sub>2</sub>: 排気弁 (弁)  
 14a 吸気側ロッカアーム (ロッカアーム)  
 14b 排気側ロッカアーム (ロッカアーム)  
 15a<sub>1</sub>, 15a<sub>2</sub>: 弁駆動部  
 16a<sub>1</sub>, 16a<sub>2</sub>: 軸部

17a<sub>1</sub>, 17a<sub>2</sub>: 傘部  
 23 カムシャフト支持部材  
 28a 吸気側カムシャフト (カムシャフト)  
 28b 排気側カムシャフト (カムシャフト)  
 31 アイドラギヤ  
 33 クランクシャフト  
 41a 吸気側カムギヤ (カムギヤ)  
 41b 排気側カムギヤ (カムギヤ)  
 42a 吸気側カム (カム)  
 42b 排気側カム (カム)  
 O 揺動中心

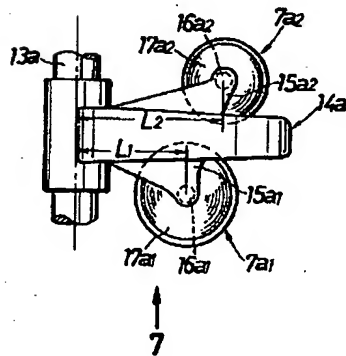
【図1】



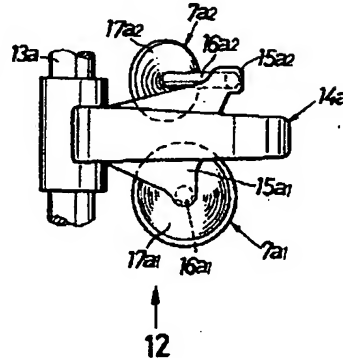
【図2】



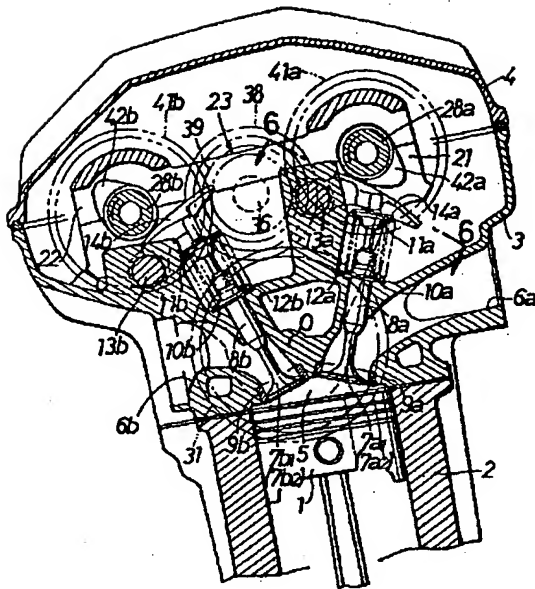
【図6】



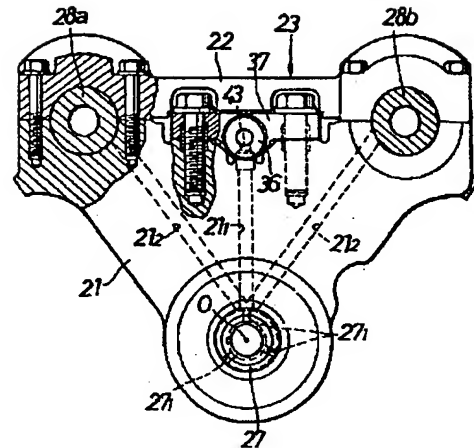
【図11】



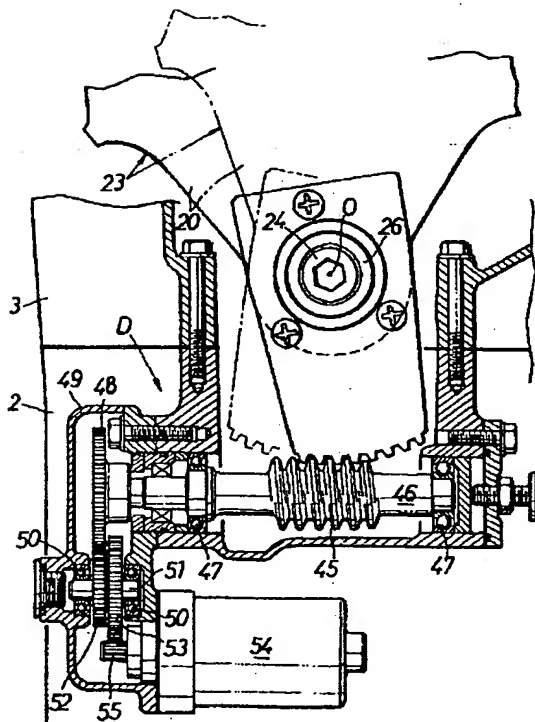
【図 3】



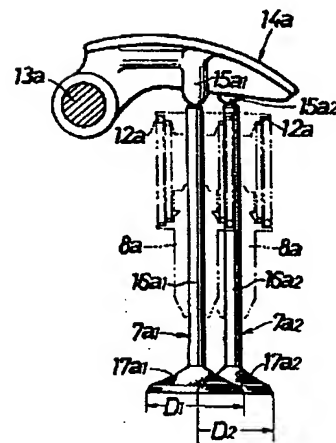
【図 4】



【図 5】

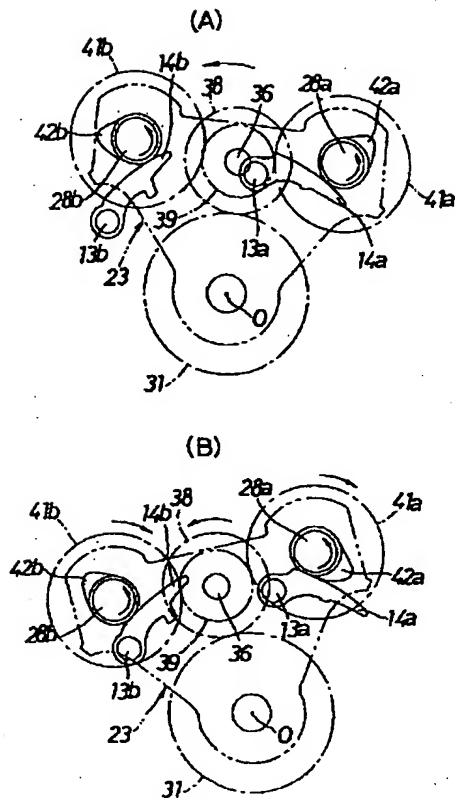


【図 7】

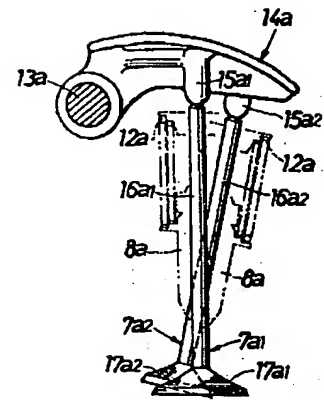




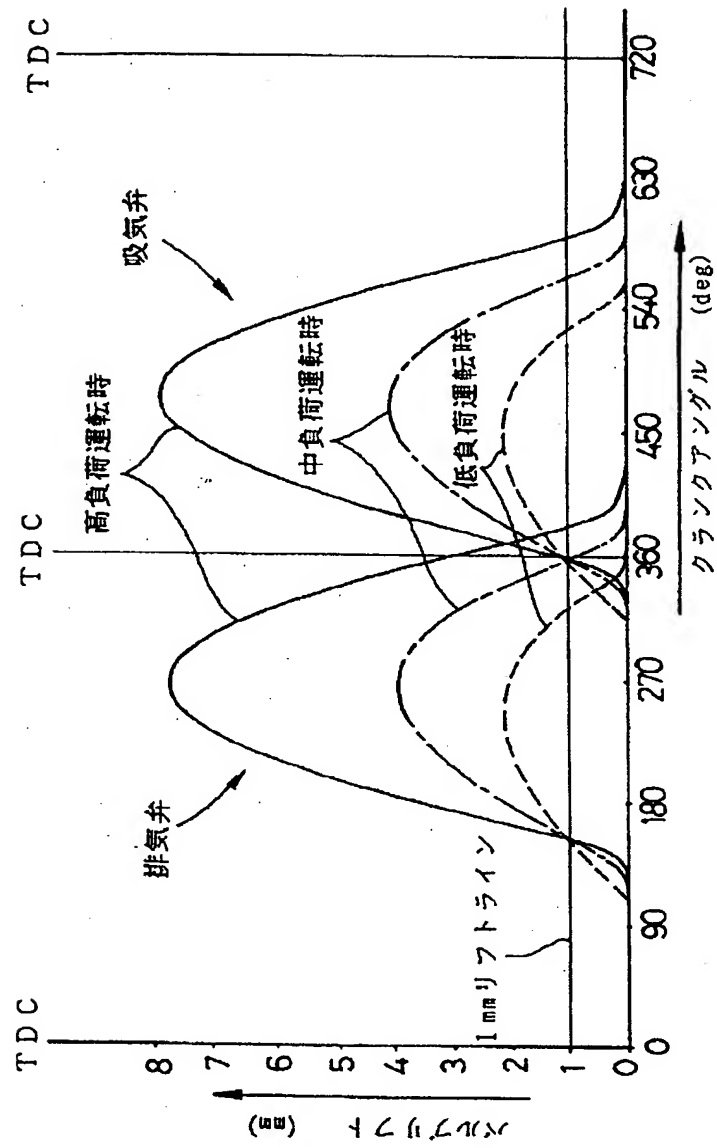
【図8】



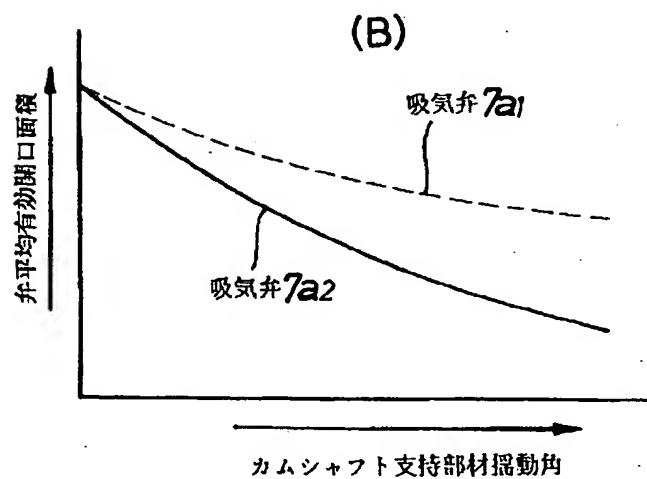
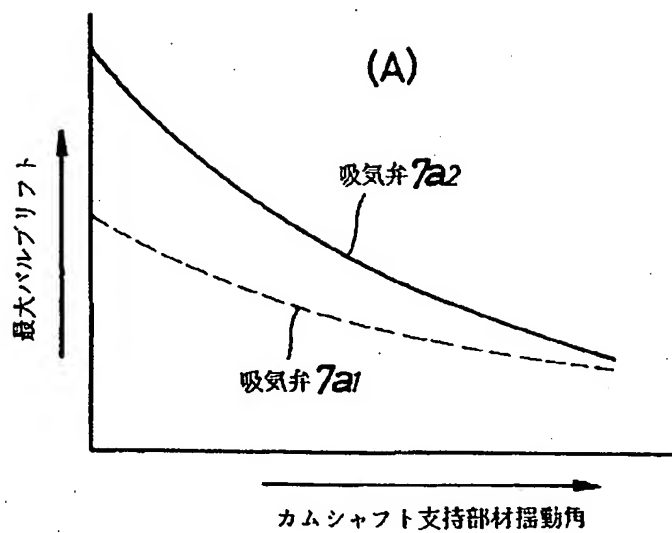
【図12】



【図9】



【図10】



(19) Japan Patent Office (JP)

(12) Laid Open Patent Publication (A)

(11) Laid Open Patent

Application Publication No.

Japanese Laid Open Patent H05-179966

(43) Publication date July 20, 1993

(51) Int. Cl <sup>5</sup>	ID	Office Cont. No.	FI	Technical description
F02B 31/02		C 7367-3G		
F01L 1/26		D 6965-3G		
		Z 6965-3G		
13/00	301	J 7114-3G		

Examination Apply No The number of claims 3 (total 10 pages)

(21) Appl. No. Patent Application  
H03-347492

(22) Filing date December 27, 1991

(71) Applicant 000005326

Honda Motor Co., Ltd.

2-1-1 Minami-Aoyama, Minato-ku, Tokyo

(72) Inventor Shizuo Yagi

c/o Honda Motor Co., Ltd.

1-4-1 Chuou, Wako-shi, Saitama

(72) Inventor Yoichi Ishibashi

c/o Honda Motor Co., Ltd.

1-4-1 Chuou, Wako-shi, Saitama

(74) Representative Ken Ochiai, Patent Attorney (and one other)

(54) [Title of the invention]

Valve system for an internal combustion engine

(57) [Abstract]

[Objective]

To independently adjust the mean effective opening areas of multiple valves driven by a rocker arm, in the valve system of an internal combustion engine in which the pis provided withe and contact position of a cam abutting the rocker arm are changed to change the valve timing and the valve lift.

[Structure]

Two valve drive units 15a<sub>1</sub> and 15a<sub>2</sub> are provided on a rocker arm 14a at different distances L<sub>1</sub> and L<sub>2</sub> from a rocker arm shaft 13a in order to provide two intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> with different valve lifts. The intake valve 7a<sub>1</sub> provided with a smaller valve lift is provided with a smaller-diameter valve head 17a<sub>1</sub> and the intake valve 7a<sub>2</sub> provided with a larger valve lift is provided with a larger-diameter valve head 17a<sub>2</sub>, by which the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have the same mean effective opening area during high speed operation and different mean effective opening areas during low speed operation so as to

cause swirling of the mixture taken into a cylinder for improved combustion efficiency.

[Claims]

[Claim 1]

A valve system for an internal combustion engine in which camshafts (28a, 28b) having cams (42a, 42b) and cam gears (41a, 41b) are supported by a camshaft support (23) that is rocked about the rocking point (O), wherein the cam gears (41a, 41b) are coupled to an idler gear (31) rotatably held about the rocking point (O) and rotated by a crank shaft (33), and the camshaft support (23) is rocked to change the position and is provided with the tips of the cams (42a, 42b) abutting rocker arms (14a, 14b), thereby changing the valve lift and valve timing of intake valves and exhaust valves (7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>; 7b<sub>1</sub>, 7b<sub>2</sub>) driven by the rocker arms (14a, 14b), characterized by the fact that:

multiple valve drive units (15a<sub>1</sub>, 15a<sub>2</sub>) that abut the tips of the shafts (16a<sub>1</sub>, 16a<sub>2</sub>) of multiple intake valves (7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>) are provided on rocker arm (14a) at different distances from the supporting point of the rocker arm (14a), depending on the multiple intake valves (7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>).

[Claim 2]

The valve system for an internal combustion engine according to Claim 1 characterized by the fact that the valve heads (17a<sub>1</sub>, 17a<sub>2</sub>) of the multiple valves (7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>) have different diameters.

[Claim 3]

The valve system for an internal combustion engine according to Claim 1 characterized by the fact that the shafts (16a<sub>1</sub>, 16a<sub>2</sub>) of the multiple valves (7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub>) are provided at different angles.

[Detailed explanation of the invention]

[0001]

[Scope of the invention]

The present invention relates to a valve system for an internal combustion engine in which camshafts having cams and cam gears are supported by a camshaft support that is rocked about the rocking point, the cam gears are coupled to an idler gear rotatably held about the rocking point and rotated by a crank shaft, and the camshaft support is rocked to change the position and is provided with the cams abutting rocker arms, thereby changing the valve lift and valve timing of the valves driven by the rocker arms.

[0002]

[Prior art technology]

A valve system for an internal combustion engine as described above is provided with been proposed by the applicant of the present application and published in Japanese laid-Open Patent Application No. H03-130510.

[0003]

[Problems overcome by the invention]

In the prior art valve system above, each rocker arm is provided with two valve drive units to drive two intake valves or exhaust valves. The two valve drive units are provided at the same distance from the rocker arm shaft, owing to which the two intake valves have the same valve lift and valve timing. Accordingly, the mixture is supplied from two intake ports at the same intake rate and intake timing. Consequently, the mixture sucked in the cylinder is not sufficiently swirled, particularly at low loads and during low speed operation in which the internal combustion engine is provided with a low intake rate, resulting in poor combustion.

[0004]

The present invention is proposed in view of the above circumstances and has as its objective to provide a valve system for an internal combustion engine in which the valves have different mean effective opening areas, allowing the mixture sucked in the cylinder to be sufficiently swirled.

[0005]

[Problem resolution means]

In order to achieve the above objective, the first aspect of the present invention provides a valve system for an internal combustion engine in which camshafts having cams and cam gears are supported by a camshaft support that is rocked about a rocking point, the cam gears are coupled to an idler gear rotatably held about the rocking point and rotated by a crank shaft, and the camshaft support is rocked to change the positions and phase of the cams abutting the rocker arms, thereby changing the valve lift and valve timing of the intake and exhaust valves driven by the rocker arms, characterized by the fact that multiple valve drive units that abut the shaft tips of multiple intake valves are provided on a rocker arm at different distances from the supporting point of the rocker arm.

[0006]

In addition to the first aspect, the second aspect of present invention is characterized by the fact that the valve heads of the multiple valves have different diameters.

[0007]

In addition to the first aspect, the third aspect of present invention is characterized by the fact that the shafts of the multiple valves are provided at different angles.

[0008]

[Embodiments]

Embodiments of the present invention are described hereafter with reference to the drawings.

[0009]

Figs. 1 to 10 show Embodiment 1 of the present invention. Fig.1 is a vertical cross-sectional view of the cylinder head of an internal combustion engine (a cross-sectional view at the line 1-1 in Fig.2). Fig.2 is a cross-sectional view at the line 2-2 in Fig.1. Fig.3 is a cross-sectional view at the line 3-3 in Fig.1. Fig.4 is a cross-sectional view at the line 4-4 in Fig.1. Fig.5 is a cross-sectional view at the line 5-5 in Fig.1. Fig.6 is an enlarged view seen in the direction of the arrow 6-6 in Fig.3. Fig.7 is a view seen in the direction of arrow 7 in Fig.6. Fig.8 is an illustration to explain the effects. Fig.9 is a graphical representation showing the valve lift and valve timing. Fig.10 is a graphical representation showing the properties of the intake valves.

[0010]

As shown in Figs. 1 to 3, a double overhead camshaft type four-cycle internal combustion engine E comprises a cylinder head 3 coupled to the top of a cylinder block 2 in which a piston 1 is slidably fitted and a head cover 4 is coupled to the top of the cylinder head.

[0011]

A combustion chamber 5 is formed in the cylinder head 3 facing the top face of the piston 1. A pair of intake ports 6a and a pair of exhaust ports 6b are provided open to the combustion chamber 5, where two intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and two exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub>. The shafts of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> are slidably held by valve guides 8a and 8b and biased upward by valve springs 12a and 12b interposed between upper and lower retainers 10a, 10b and 11a, 11b to seat their valve heads on valve seats 9a and 9b. Valves 7a<sub>1</sub>, 7a<sub>2</sub> and 7b<sub>1</sub>, 7b<sub>2</sub> are driven with their shaft top ends abutting the intake and exhaust rocker arms 14a and 14b that are rotatably supported by rocker arm shafts 13a and 13b in the cylinder head 3.

[0012]

As is apparent with additional reference to Fig.4, a camshaft support 23 formed by a pair of nearly triangle side plates 20 and 21 connected by a cam holder 22 at the top is rotatably supported at the bottom end by bosses 26 and 27 fixed to the cylinder



head 3 by bolts 24 and 25. An intake camshaft 28a and an exhaust camshaft 28b are rotatably crossed between the pair of side plates 20 and 21 of the camshaft support 23.

[0013]

An idler gear 31 is supported by a boss 29 provided on the outer side of one boss 27 coaxially via a ball bearing 30. A driven sprocket 32 integrated with the idler gear 31 and a drive sprocket 34 provided on a crank shaft 33 are connected via a chain 35. A reduction gear shaft 36 is detachably held in the middle of one side plate 21 by means of a press member 37. First and second co-rotating reduction gears 38 and 39 are held on the outer periphery of the reduction gear shaft 36 via a ball bearing 40. The first reduction gear 38 is engaged with the idler gear 31 and the second reduction gear 39 is concurrently engaged with an intake cam gear 41a on the intake camshaft 28a and an exhaust cam gear 41b on the exhaust camshaft 28b. The reduction gear shaft 36 and reduction gears 38 and 39 are introduced in the cylinder head 3 through the top opening after mounting the camshaft support 23.

[0014]

The first reduction gear 38 is provided with a larger diameter than the second reduction gear 39. The rotation of the idler gear 31 is transferred to the first reduction gear 38 with the speed increased. The rotation of the second reduction gear 39 is transferred to the cam gears 41a and 41b with the speed reduced. Consequently, the cam gears 41a and 41b are driven at a rotation speed that is half that of the crank shaft 33.

[0015]

The intake cam 42a on the intake camshaft 28a abuts the intake rocker arm 14a and the exhaust cam 42b on the exhaust camshaft 28b abuts the exhaust rocker arm 14b, thereby opening/closing the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub>. The slipper surfaces of the rocker arms 14a and 14b have an arc shape about the rocking point O of the camshaft support 23 or the rotation center of the idler gear 31.

[0016]

As is apparent from Fig. 1, one side plate 21 is tilted so that its top end is oriented to the center line of the internal combustion engine E, with the reduction gear shaft 36 and reduction gears 38 and 39 being provided in the space on the outer side of the tilted side plate 21. Consequently, the reduction gear shaft 36 and reduction gears 38 and 39 can be provided on the extended line of the chain 35 that connects the drive sprocket 34 and driven sprocket 32, by which the interior space of the cylinder head 3 can be efficiently used, preventing the internal combustion engine E from being increased in the axial size.

[0017]

As apparent from Figs. 1 and 4, an oil passage 27<sub>1</sub> connected to an un-shown oil pump is formed in the boss 27 that supports the side plate 21. The oil passage 27<sub>1</sub> is connected to an oil passage 36<sub>1</sub> formed in the reduction gear shaft 36 via an oil passage 21<sub>1</sub> formed through the side plate 21 and an orifice 43. Oil supplied from the oil passage 36<sub>1</sub> of the reduction gear shaft 36 to the outside lubricates the first and second reduction gears 38 and 39, to which the idler gear 31 and cam gears 41a and 41b are engaged. Oil supplied to the oil passage 27<sub>1</sub> of the boss 27 lubricates the intake and exhaust camshafts 28a and 28b via another pair of oil passages 21<sub>2</sub> formed in the side plate 21.

[0018]

As apparent from Figs. 1 and 5, a rock mechanism D that rocks the camshaft support 23 about the rocking point O is provided with a sector gear 44 fixed on the outer side of the other side plate 20 of the camshaft support 23. A worm gear shaft 46 having a worm gear 45 that is engaged with the sector gear 44 is held in the cylinder block 2 via a pair of ball bearings 47. An output gear 48 provided at the end of the worm gear shaft 46 is engaged with a second intermediate gear 52 of an intermediate shaft 51 held in a gear box 49 via a pair of ball bearings 50. A first intermediate gear 53 that co-rotates with the second intermediate gear 52 is engaged with a pinion of a servo motor 54 provided outside the gear box 49.

[0019]

In this manner, when the servo motor 54 is driven, the rotation of the pinion 55 is transferred to the sector gear 44 via the first and second intermediate gears 53 and 52, output gear 48, and worm gear 45. Consequently, the camshaft support 23 is rocked about

the rocking point O so as to change the valve timing and valve lift of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub>.

[0020]

The intake rocker arm 14a and intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> are described in detail hereafter, with reference to Figs 6 and 7. Integrally formed on either side of the intake rocker arm 14a, a pair of valve drive units 15a<sub>1</sub> and 15a<sub>2</sub> about the tips of the shafts 16a<sub>1</sub> and 16a<sub>2</sub> of the two intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub>. The valve drive 15a<sub>1</sub> driving intake valve 7a<sub>1</sub> is provided at a distance L<sub>1</sub> from the supporting point of the intake rocker arm 14a or the center of the intake rocker arm shaft 13a. The valve drive 15a<sub>2</sub> driving the other intake valve 7a<sub>2</sub> is provided at a distance L<sub>2</sub> from the center of the intake rocker arm shaft 13a. The distance L<sub>2</sub> is larger than the distance L<sub>1</sub>. When the intake rocker arm 14a is rocked to a specific angle, the intake valve 7a<sub>1</sub> closer to the intake rocker arm shaft 13a is provided with a smaller valve lift than the intake valve 7a<sub>2</sub> that is farther away from the intake rocker arm shaft 13a.

[0021]

The valve head 17a<sub>1</sub> of the intake valve 7a<sub>1</sub> that is closer to the intake rocker arm shaft 13a is provided with a larger diameter D<sub>1</sub> than the valve head 17a<sub>2</sub> of the intake valve 7a<sub>2</sub> that is farther away from the intake rocker arm shaft 13a, which is provided with a diameter D<sub>2</sub>. In other words, the intake valve 7a<sub>1</sub> having a smaller valve lift is provided with a larger diameter D<sub>1</sub> and the intake valve 7a<sub>2</sub> having a larger valve lift is provided with a smaller diameter D<sub>2</sub>. The distances L<sub>1</sub> and L<sub>2</sub> and diameters D<sub>1</sub> and D<sub>2</sub> are established to satisfy the relationship  $(L_1 / L_2) = (D_1 / D_2)$ .

[0022]

In this embodiment, a pair of valve drive units formed on the exhaust rocker arm 14b is provided at the same distance from the exhaust rocker arm shaft 13b and the valve heads of the pair of exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> have the same diameter.

[0023]

Effects of the embodiment of the present invention having the structure above are described hereafter.

[0024]

The rotation of the idler gear 31 connected to the crank shaft 33 via the drive sprocket 34, chain 35, and driven sprocket 32 is transferred to a pair of cam gears 41a and 41b via the first and second reduction gears 38 and 39 of the reduction gear shaft 36 held in the camshaft support 23. A pair of camshafts 28a and 28b driven by the cam gears 41a and 41b rotates at a rotation speed that is half the rotation speed of the crank shaft. The rocker arms 14a and 14b abutting the intake cam 42a and exhaust cam 42b on the camshafts 28a and 28b rock about the rocker arm shafts 13a and 13b. Pressed by the rocker arms 14a and 14b, the intake valve 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> open once for every two rotations of the crank shaft 33, and the intake cam 42a and exhaust cam 42b both rotate anticlockwise in Fig.3. However, the phase of the exhaust cam 42b is approximately 90° ahead of that of the intake cam 42a. Therefore, the exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> open first and, then, the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> open. The opening period of the exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> slightly overlaps the opening period of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub>, establishing the valve overlap period of the exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> and intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub>.

[0025]

As shown in Fig.8 (A), when the internal combustion engine E is in low speed operation, the camshaft support 23 is rocked clockwise and the cams 42a and 42b abut the rocker arms 14a and 14b at the tip (to the right in the figure). In this state, the distances from the rocker arm shafts 13a and 13b to the contact points between the cams 42a and 42b and the rocker arms 14a and 14b are great, and therefore, the rocker arms 14a and 14b have smaller rock angles and the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> have smaller valve lifts as shown in Fig.9.

[0026]

When an un-shown sensor detects increase in rotation number of the internal combustion engine E, the sector gear 44 engaged with the worm gear 45 driven by the servo motor 54

rocks the camshaft support 23 anticlockwise about the rocking point O to the position shown in Fig.8 (B). Then, the intake camshaft 28a and exhaust camshaft 28b crossed in the camshaft support 23 are rocked together, by which the contact points between the cams 42a and 42b and the rocker arms 14a and 14b are shifted toward the rocker arm shafts 13a and 13b. Consequently, the rocker arms 14a and 14b have larger rock angles and the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> and exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> have larger valve lifts. In addition, the valve overlap time area is increased compared to low speed operation. Meanwhile, with the camshaft support 23 being rocked anticlockwise, the intake cam gear 41a and exhaust cam gear 41b engaged with the idler gear 31 via the first and second reduction gears 38 and 39, respectively, are slightly rotated clockwise or in the direction opposite to the drive direction of the camshafts 28a and 28b. Therefore, the phase angles of the intake cam 42a and exhaust cam 42b are shifted for delay and, therefore, the valve closings are delayed (see Fig.9).

[0027]

In this manner, the valve lifts are decreased and the valve opening speed of the exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> is reduced during low speed operation. Exhaust gas blow-down is slowed down and exhaust noise is reduced. The contact pressure at the contact areas between the cams 42a and 42b and the rocker arms 14a and 14b is reduced, facilitating lubrication. With a reduced valve overlap time area during low speed operation, fresh gas passing through from the intake port 6a to the exhaust port 6b is reduced, leading to a reduction not only in toxic constituents in the exhaust gas but also in exhaust gas pressure waves wrapping around the intake system, preventing noise.

[0028]

On the other hand, the closing of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> is delayed during high speed operation compared to during low speed operation, extending a synchronized rotation range in which intake gas inertia effect is exerted and achieving flat torque properties and high power output.

[0029]

As described above, in the course of changing the valve lift and valve timing in association with the rocking movement of the camshaft support 23, the intake cam gear 41a and

exhaust cam gear 41b are engaged with idler gear 31 via the pair of reduction gears 38 and 39. Therefore, the valve lift and valve timing is extensively controlled by appropriately selecting the number of teeth of the reduction gears 38 and 39. Further, with the interposition of the reduction gears 38 and 39, a desired reduction ratio can be obtained even if the cam gears 41a and 41b have smaller diameters. Hence, the inertia mass of the camshaft support 23 can be cut back to reduce the load of the servo motor 54.

[0030]

If the valve heads 17a<sub>1</sub> and 17a<sub>2</sub> of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have the same diameter, the intake valve 7a<sub>2</sub> provided at a larger distance L<sub>2</sub> from the intake rocker arm shaft 13a is provided with a larger maximum valve lift than the intake valve 7a<sub>1</sub> provided at a smaller distance L<sub>1</sub> from the intake rocker arm shaft 13a as shown in Fig.10 (A). The difference in maximum valve lift is more obvious during high speed operation. In fact, the valve head 17a<sub>2</sub> of the intake valve 7a<sub>2</sub> having a larger valve lift is provided with a smaller diameter D<sub>2</sub> and the valve head 17a<sub>1</sub> of the intake valve 7a<sub>1</sub> having a smaller valve lift is provided with a larger diameter D<sub>1</sub>. Therefore, as shown in Fig.10 (B), the curves of the mean effective opening areas of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> result from parallel shift of the curves in Fig. 10 (A) by a specific distance.

[0031]

The intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have nearly the same mean effective opening area during high speed operation in the left of Fig.10 (B). On the other hand, during the low to middle speed operation, the maximum valve lift is smaller and the diameters D<sub>1</sub> and D<sub>2</sub> of the valve head 17a<sub>1</sub> and 17a<sub>2</sub> are more dominant on the mean effective opening area; therefore, the intake valve 7a<sub>1</sub> is provided with a larger mean effective opening area than the intake valve 7a<sub>2</sub>. Their difference is maximized during low speed operation. Consequently, particularly during low speed operation, the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have unbalanced intake rates and, accordingly, intake speeds. This causes the mixture intaken into the cylinder to swirl for improved combustion efficiency. During high speed operation where the mixture intake rate is sufficiently high and there is no need of swirling, both intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have the maximum mean effective opening area, achieving improved power output and reduced mileage as a result of reduced intake gas resistance.

[0032]

Figs. 11 and 12 show Embodiment 2 of the present invention. This embodiment is characterized by the fact that the shaft 16a<sub>2</sub> of the intake valve 7a<sub>2</sub> provided at a larger distance from the intake rocker arm shaft 13a is tilted and the valve heads 17a<sub>1</sub> and 17a<sub>2</sub> of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> are aligned in the axial direction of the intake rocker arm shaft 13a. With the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> having shafts 16a<sub>1</sub> and 16a<sub>2</sub> provided at different angles, the valve heads 17a<sub>1</sub> and 17a<sub>2</sub> of the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> are positioned close to each other and the degree of freedom in the layout of the combustion chamber 5 is increased, in spite of two valve drive units 15a<sub>1</sub> and 15a<sub>2</sub> being provided on the intake rocker arm 14a at different positions.

[0033]

Embodiments of the present invention are described above. However, the present invention is not restricted thereto and various minor modifications in design can be made.

[0034]

For example, the intake valves 7a<sub>1</sub> and 7a<sub>2</sub> have different mean effective opening areas to cause the mixture to swirl for improved combustion efficiency in the embodiment. However, the exhaust valves 7b<sub>1</sub> and 7b<sub>2</sub> can have different mean effective opening areas to discharge exhaust gas at different timings and rates, reducing exhaust noise. Further, three or more valve drive units can be provided on one rocker arm at different distances from the rocker arm supporting point.

[0035]

[Efficacy of the invention]

As described above, the first aspect of the present invention is characterized by the fact that multiple valve drive units that abut the shaft tips of multiple valves are provided on a rocker arm at different distances from the rocker arm supporting point to provide the valves with different mean effective opening areas. Therefore, the multiple intake valves have different mixture intake rates, causing the mixture sucked in the cylinder to sufficiently swirl for improved combustion efficiency.

[0036]

According to the second aspect of the present invention, the valve heads of the multiple valves have different diameters, enabling the mean effective opening areas of the valves to be adjusted in a more sensitive and easy manner.

[0037]

According to the third aspect of the present invention, the shafts of the multiple valves are provided at different angles. The valve heads can be positioned close to each other, increasing the degree of freedom in the layout of the combustion chamber.



[Brief explanation of the drawings]

Fig.1 is a vertical cross-sectional view of the cylinder head of an internal combustion engine (a cross-sectional view at the line 1-1 in Fig.2).

Fig.2 is a cross-sectional view at the line 2-2 in Fig.1.

Fig.3 is a cross-sectional view at the line 3-3 in Fig.1.

Fig.4 is a cross-sectional view at the line 4-4 in Fig.1.

Fig.5 is a view seen in the direction of the arrow 5-5 in Fig.1.

Fig.6 is an enlarger view seen in the direction of the arrow 6-6 in Fig.3.

Fig.7 is a view seen in the direction of the arrow 7 in Fig.6.

Fig.8 are illustrations explaining the effects.

Fig.9 is a graphical representation showing the valve lift and valve timing.

Fig.10 is a graphical representation showing the properties of the intake valves.

Fig.11 is an illustration of Embodiment 2 of the present invention, corresponding to Fig.6.

Fig.12 is an illustration of Embodiment 2 of the present invention, corresponding to Fig.7.

**[Legend]**

7a <sub>1</sub> , 7a <sub>2</sub>	intake valve (valve)
7b <sub>1</sub> , 7b <sub>2</sub>	exhaust valve (valve)
14a	intake rocker arm (rocker arm)
14b	exhaust rocker arm (rocker arm)
15a <sub>1</sub> , 15a <sub>2</sub>	valve drive
16a <sub>1</sub> , 16a <sub>2</sub>	shaft
17a <sub>1</sub> , 17a <sub>2</sub>	valve head
23	camshaft support
28a	intake camshaft (camshaft)
28b	exhaust camshaft (camshaft)
31	idler gear
33	crank shaft
41a	intake cam gear (cam gear)
41b	exhaust cam gear (cam gear)
42a	intake cam (cam)
42b	exhaust cam (cam)
O	rocking point